

5. Теория расписаний и вычислительные машины / под ред. Э.Г. Коффмана. М.: Наука, 1984. 334 с.
6. Резер С. М., Ловецкий С.Е., Меламед И.И. Математические методы оптимального планирования в транспортных системах / М.: Итоги науки и техники, серия «Организация управления транспортом», 1990. 171 с.
7. Бронштейн Е.М., Зайко Т.А. Детерминированные оптимизационные задачи транспортной логистики / Автоматика и телемеханика. 2010. №10. С. 133–147.
8. Пападимитриу Х., Стайглиц К. Комбинаторная оптимизация. Алгоритмы и сложность / М.: Мир, 1985. 510 с.
9. Гимади Э. Х., Шахшнейдер А.В. Приближенные алгоритмы с оценками для задач маршрутизации на случайных входах с ограниченным числом клиентов в каждом маршруте / Автоматика и телемеханика. 2012. № 2. С. 126–139.

### **РЕКУПЕРАЦИЯ ТЕПЛА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ПЕЧЕЙ В РЕЖИМЕ КРИТИЧЕСКИХ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАГРУЗОК**

*Нач. проектно-конструкторского отдела, канд. техн. наук А.Н. Минко*

***ЧНПФ «Анкор-Теплоэнерго», г. Харьков, Украина***

*Проф., канд. техн. наук В.В. Шевченко*

***Национальный технический университет «ХПИ», г. Харьков, Украина***

Традиционно для прокатного стана 2000 используют методические нагревательные печи с шагающими балками. Нагревательная печь осуществляет нагрев металла до температуры 1250–1280 °С, слэбов, следующих размеров:

- а) 260×1850×4500...11000 мм – слэб конвертерного производства;
- б) 315×1850×4500...11000 мм – слэб конвертерного производства;
- в) 200×1850×4500...8000 мм – слэб электросталеплавильного производства;
- г) 120×1850×4500...11000 мм – слэб после первого переката в черновой группе стана 2000.

Конструкция печи трёхтонная: методическая зона и две нагревательных зоны с верхними и нижними горелками. Отвод температуры от шагающих и неподвижных балок обеспечивается внешней системой испарительного охлаждения. Вид топлива – природный газ. Минимальное время перемещения слэбов в печи на 1 шаг – 56 с. Основные технические показатели методической нагревательной печи приведены в табл. 1. Наиболее острой проблемой безопасной и непрерывной эксплуатации нагревательной печи является задача отвода тепла в период критических температурных нагрузок, в результате чего может выйти из строя теплообменный узел печи, или вся печь в целом.

**Цель** – разработать предложения по улучшению конструкции рекуператоров методических нагревательных печей с шагающими балками, позволяющих работать в режиме повышенной производительности печи и осуществляющие возврат тепла на воздух горения печи.

### **Основной материал**

В связи с тем, что рекуператоры печи расположены слишком близко к нагревательной зоне, то они подвержены интенсивному износу при повышенной производительности печи (около 400 т/час). Необходимость повышения производительности по нагреву слябов вызвана несовершенством режима потребности готовых слябов на прокатный стан, отсутствием резервной нагревательной печи, внеплановым выходом в ремонт второй печи и т.д. В условиях увеличения температур на 350–400 °С, при повышенной производительности печи в пластинчатых рекуператорах происходит существенная деформация несущей части конструкции вследствие чего ряд каналов складываются и перестают пропускать отходящие дымовые газы с одной стороны и воздух с другой.

**Таблица 1 – Технические данные методической нагревательной печи**

Тип печи	Нагревательная методическая, рекуперативная, с шагающими балками, с торцевой выдачей и двусторонним нагревом	
Размеры пода печи	ширина	11,59
	длина	50,85
	активная длина	49,0
Площадь, м <sup>2</sup>	габаритная	589
	активная	534
Число рядов подовых балок по ширине печи	подвижных	4
	неподвижных	6
Температура металла, °С	при холодном посаде	20
	при горячем посаде	300 – 800
	при выдаче	1200 – 1250
Производительность при холодном посаде, тн/ч		270
Максимальный объем расхода газа на печь, м <sup>3</sup> /ч		20000
Тепловая мощность печи, МВт		232
Температура нагрева воздуха в рекуператоре, °С		350 – 400
Сопротивление в рекуператоре по воздуху, Па		2500
Сопротивление в рекуператоре по дыму, Па		150
Максимальный расход воздуха горения на печь, м <sup>3</sup> /ч		240000

Повышение аэродинамического сопротивления на рекуператоре усложняет отвод дымовых газов дымососом, вследствие чего дым начинает выходить через окно загрузки слябов в рабочую зону цеха. Кроме того, увеличивается температура в печи до уровня критических значений, и автоматика прекращает подачу топлива на газогорелочное оборудование.

Замена пластинчатых рекуператоров на трубчатые не произвела ожидаемого эффекта: теплообменник стал более устойчив к повышенной температуре печи (за счет увеличения толщины стенки трубки), при этом не достигается нагрев воздуха горения до 400 °С, что экономически нецелесообразно для рекуперации [1, 2].

Для реализации работы нагревательной печи с повышенной производительностью предлагается достичь снижения тепловой нагрузки на рекуператоры, вызванного неравномерностью тепловых потоков дымовых газов по показателю температуры и достижения равномерного уровня теплосъема воздухом на пластинах рекуператора, за счет создания секционных водоохлаждаемых панелей на рекуператоре со стороны движения дымовых газов (см. рис. 1).

Предлагаемая конструкция рекуператора осуществляет работу следующим образом [2]. В процессе эксплуатации нагревательной печи, на рекуператор подается нагретый газ (дым) температурой 1000–1500 °С, который движется по газовой группе каналов. Одновременно с этим на рекуператор по каналам воздушной группы, которые размещены перекрестно и перпендикулярно к каналам по направлению движения горячего газа, подается воздух, который необходимо. При повышении температур горячего газа на патрубки 1, образующие водо охлаждающую секцию рекуператора, которые размещены на крайних каналах рекуператора со стороны движения нагретого газа подается охлаждающая вода, которая после нагрева отводится

из рекуператора с помощью патрубков 2 (в виде нагретой воды или пара). Процесс теплообмена между нагретым газом, водой и воздухом происходит через относительно тонкую стенку каналов рекуператора. В зависимости от конструкции рекуператора и производительности печи количество водоохлаждаемых секций может быть больше двух.

Расчетные показатели рекуператора [3]:

Проходное сечение рекуператора по газовой стороне 7,58 м<sup>2</sup>, по воздушной – 2,38 м<sup>2</sup>. Часовой расход газов при  $\alpha=1,15$ ,  $V_r=232000$  м<sup>3</sup>/ч, при  $\alpha=1,2$ ,  $V_r=242000$  м<sup>3</sup>/ч.



1 – подача воды на панель; 2 – отвод воды (пара) из панели.

**Рисунок 1 – Пластинчатый рекуператор с водоохлаждаемой двухсекционной панелью**

Коефіцієнт теплопередачі знаходиться в межах  $20\text{--}25,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$ . Коефіцієнт загибання приймається 0,9. Расчет проводиться с учетом излучающей способности газов в каналах. Вклад лучистой составляющей невелик –  $\alpha_{\text{луч}}=6\text{--}8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$ . При температуре газов на входе в рекуператор  $1250^\circ\text{C}$  температура воздуха на горелки составляет  $410^\circ\text{C}$ . При температуре газов на входе в рекуператор  $1500^\circ\text{C}$  расчетная температура воздуха на горелках составляет  $462^\circ\text{C}$ . При увеличении подсосов воздуха до  $\alpha_{\text{yx}}=1,2$  и температуре уходящих газов из печи  $1250^\circ\text{C}$  объем уходящих из печи газов увеличивается до  $V_{\text{yx}}=67,2 \text{ нм}^3/\text{с}$ , что увеличивает среднюю скорость движения газов в каналах до  $15,8 \text{ м/с}$  и коэффициент теплопередачі с учетом загибання стінки до  $21,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{C})$ . При таком режиме работы печи температура воздуха перед рекуператором повышается до  $218^\circ\text{C}$ , температура газов на выходе из рекуператора – до  $589^\circ\text{C}$ . Максимальная температура стінки при  $t_{\text{yx}}=1250^\circ\text{C}$  будет  $t_{\text{ст.макс}}=589^\circ\text{C}$ .

### **Выводы:**

Предложенный способ и конструкция рекуператора позволяет получать возврат тепла из отходящий дымовых газов на воздух горения печи, а при пиковых показателях производительности нагревательной печи выполняется работа водоохлаждаемых панелей, работающих в режиме испарительной системы охлаждения, которые продлевают срок службы теплообменника и производят пар для собственных нужд нагревательной установки в целом.

### **Ссылки**

1. Минко А. Н. Критерии оптимизации теплообменного оборудования в энергетике. – Електромеханічні та енергетичні системи, методи моделювання та оптимізації. Зб. наук. праць XVI Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених і спеціалістів у місті Кременчук 12–13 квітня 2018 р. – Кременчук: КрНУ, 2018. – С. 115–116.
2. Минко А. Н. Теория и практика создания современных аппаратов воздушного охлаждения общепромышленного назначения / А. Н. Минко // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук. пр. Сер.: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування = Bulletin of the National Technical University "KhPI": coll. sci. papers. Ser.: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. – Харків : НТУ "ХПІ", 2018. – № 12 (1288). – С. 67-70.
3. Пат. №127443 Україна, МПК (2018.01) F23L 15/04, F28D 7/00 Рекуператор / Мінко О.М., Шевченко В.В.; заявитель и патентообладатель Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», – и 2018 103534; заявл. 02.04.2018; опубл. 25.07.2018, Бюл. №14
4. Тепловой и гидравлический расчет теплообменных аппаратов компрессорных установок / Гавра Г. Г., Михайлов П. М., Рис В. В. – Л., ЛПИ. – 1982. – 72 с.